

Transfer gearbox arrangement in motor vehicles

Publication number: DE3817669

Publication date: 1989-12-07

Inventor: MARTIN HARRY (DE)

Applicant: BAYERISCHE MOTOREN WERKE AG (DE)

Classification:

- **international:** B60K17/346; B60K17/344; (IPC1-7): B60K17/20;
B60K17/346

- **european:** B60K17/346B

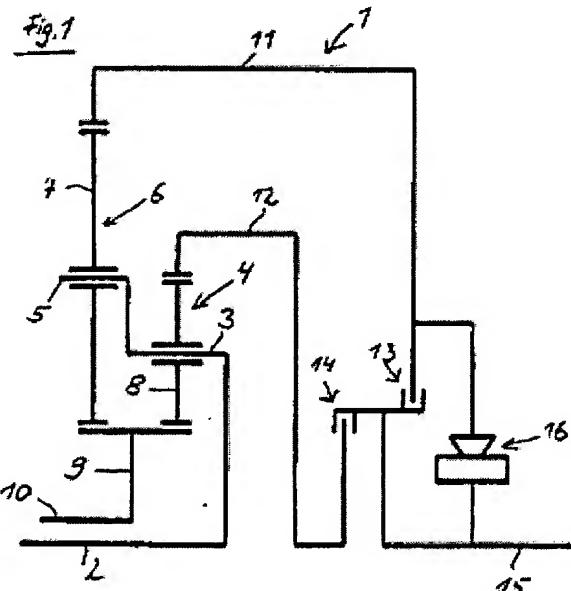
Application number: DE19883817669 19880525

Priority number(s): DE19883817669 19880525

[Report a data error here](#)

Abstract of DE3817669

A transfer gearbox arrangement (1) in four-wheel drive motor vehicles for variable torque distribution and lockable differential action is described. For this purpose two planetary gear trains (6, 4) are provided with different torque transmission. The internal gears (11, 12) assigned are each connected to an output-side primary shaft (15) by way of a hydraulically shiftable and pressure-controlled friction clutch (13, 14). The torque distribution and the locking action for the primary shaft (15) and a secondary shaft (10) can thereby be steplessly adjusted over a wide range. In addition, a one-way clutch (16) is situated in a parallel drive connection to the friction clutch (13). In this way, engagement of the friction clutches (13, 14) is changed smoothly. For controlling the friction clutches (13, 14), vehicle signals are used, which indicate the traction and the driving stability.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide



(12) Offenlegungsschrift
(11) DE 38 17 669 A 1

(51) Int. Cl. 4:
B 60 K 17/20
B 60 K 17/346

Befürderungserlaubt

DE 38 17 669 A 1

(71) Anmelder:

Bayerische Motoren Werke AG, 8000 München, DE

(72) Erfinder:

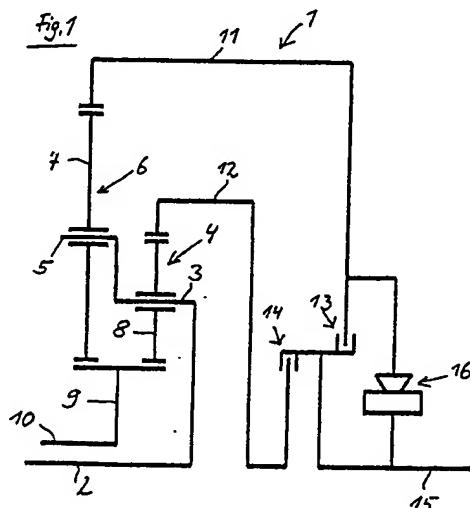
Martin, Harry, 8027 Neuried, DE

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht zu ziehende Druckschriften:

- DE 36 15 826 C2
DE 32 23 836 C2
DE 37 27 698 A1
DE 37 21 628 A1
DE 37 14 334 A1
DE 36 20 924 A1
DE 36 09 419 A1
DE 32 12 495 A1

(54) Verteilergetriebebeanordnung in Kraftfahrzeugen

Es wird eine Verteilergetriebebeanordnung (1) in vierradgetriebenen Kraftfahrzeugen für eine variable Antriebsmomentaufteilung und eine hemmbare Ausgleichswirkung beschrieben. Hierzu sind zwei Planetenradsätze vorgesehen (6, 4) mit unterschiedlicher Drehmomentübersetzung. Die zugeordneten Hohlräder (11, 12) sind durch je eine hydraulisch schaltbare und druckgeregelte Reibkupplung (13, 14) mit einer ausgangsseitigen Primärwelle (15) verbunden. Dadurch lässt sich die Antriebsmomentaufteilung und die Sperrwirkung für die Primärwelle (15) und eine Sekundärwelle (10) in einem weiten Bereich stufenlos einstellen. Zusätzlich befindet sich eine Freilaufkupplung (16) in paralleler Antriebsverbindung zur Reibkupplung (13). Auf diese Weise erfolgt ein Eingriffswechsel der Reibkupplungen (13, 14) ruckfrei. Zur Steuerung der Reibkupplungen (13, 14) werden Fahrzeugsignale genutzt, die die Traktion und die Fahrstabilität anzeigen.



Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Verteilergetriebeanordnung in Kraftfahrzeugen nach dem Oberbegriff des Hauptanspruchs.

Aus der DE-OS 37 14 334 ist eine gattungsgemäße Verteilergetriebeanordnung bekannt, die durch alternatives Schließen zweier Kupplungen eine unterschiedliche Antriebsmomentaufteilung zu den Vorderrädern und Hinterrädern eines vierradgetriebenen Kraftfahrzeugs zuläßt. Ein Nachteil dieser Anordnung besteht darin, daß Überschneidungen beim Kupplungswechsel auftreten, die z. B. bei Reibkupplungen zu frühzeitigem Verschleiß führen. Ein weiterer Nachteil ergibt sich bei Ausfall beider Kupplungen oder deren Ansteuerung. In diesem Fall fehlt die Kupplungsverbindung zur Weiterleitung des Antriebsmomentes zu den Fahrzeugrädern, d. h. daß das Fahrzeug abgeschleppt werden muß.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine gattungsgemäße Verteilergetriebeanordnung so weiterzuentwickeln, daß der Wechsel der Antriebsmomentaufteilung ruckfrei und ohne Unterbrechung des Antriebsmomentes erfolgt.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß mit dem Kennzeichen des Hauptanspruchs gelöst.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen.

Gemäß der Erfindung besitzt mindestens eine von zwei Reibkupplungen eine hierzu antriebsparallel angeordnete Freilaufkupplung. Dadurch wird in vorteilhafter Weise bei einem Eingriffswechsel der beiden Reibkupplungen ein ruckfreier Schaltvorgang erreicht. Dies dient einmal dem Komfort der Fahrzeuginsassen, zum anderen wird die Traktion und Fahrstabilität des Kraftfahrzeugs verbessert. Die Freilaufkupplung übernimmt bei Ausfall beider Reibkupplungen die Antriebsmomentübertragung. Dies ist ein weiterer Vorteil gegenüber dem Stand der Technik, bei dem eine derartige Betriebsstörung ein Liegenbleiben eines Kraftfahrzeugs zur Folge hat.

Eine Ausführung der Erfindung besitzt zwei voneinander antriebsgetrennte und gegensinnig wirkende Freilaufkupplungen. Eine dieser Freilaufkupplungen dient vornehmlich dazu, das Fahrzeug in einfacher Weise bei nichtbetätigter Handbremse und Ausfall der Reibkupplungen selbsttätig wirksam gegen Rückrollen am Berg zu sichern.

Bei Verwenden mindestens einer hydraulisch gesteuerten Reibkupplung ist diese nach einer Ausgestaltung der Erfindung federkraftunterstützt einkuppelbar. Dies hat den Vorteil, daß zum Lösen der Reibkupplung ein geringerer hydraulischer Druck ausreicht.

Befindet sich in weiterer Ausgestaltung der Erfindung Freilaufkupplung zugeordnet zu der über Federkraft einkuppelbaren Reibkupplung, so wird bei Überschreiten eines durch die Federkraft begrenzten Antriebsmomentes die Drehmomentübertragung größtenteils auf die Freilaufkupplung übertragen. Damit läßt sich die Höhe der Federverspannung gering wählen mit der Folge, daß zum Lösen der hydraulisch betätigten Reibkupplung ein weiter verringelter hydraulischer Druck ausreicht.

Bei einer weiteren Ausführung der Erfindung werden die Reibkupplungen über Fahrzeugsignale angesteuert. Die Signale können z. B. abgeleitet sein aus der unterschiedlichen Raddrehzahl der Vorderräder zu den Hinterrädern, aus der Radlaständerung, der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Motorlast, der Gangstufe oder aus

dem Lenkeinschlag des Kraftfahrzeuges. Damit wird in vorteilhafter Weise automatisch die Antriebsmomentaufteilung gewählt, die sowohl bestmögliche Traktion als auch Fahrstabilität des Fahrzeugs ermöglicht.

Eine andere Ausführung der Erfindung sieht anpreßdruckabhängig greifende Reibkupplungen vor. In weiterer Ausgestaltung kann es sich hierbei um Flüssigkeitsreibungskupplungen handeln. Sind demnach beide Reibkupplungen mit unterschiedlichem Anpreßdruck in Eingriff, so läßt sich durch Verändern der Drücke der gesamte Bereich zwischen den beiden unterschiedlichen Antriebsmomentaufteilungen erfassen. Ebenso kann auf diese Weise die Sperrwirkung der Verteilergetriebeanordnung in einem großen Bereich variiert werden.

Ein weiterer Vorteil bei einer derartigen Ausgestaltung ergibt sich dadurch, daß eine der Reibkupplungen, wie oben erwähnt, über Federkraft einkuppelbar ist. Auf diese Weise genügt ein einziger Regelkreis zum unterschiedlichen Druckansteuern beider Reibkupplungen.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der nachfolgenden Beschreibung und der zugehörigen Zeichnung näher dargestellt. Es zeigt

Fig. 1 das Schema einer Verteilergetriebeanordnung zwischen der Vorderachse und der Hinterachse eines vierradgetriebenen Kraftfahrzeugs,

Fig. 2 das Schema einer Verteilergetriebeanordnung zwischen einer Vorderachse und einer Hinterachse eines vierradgetriebenen Kraftfahrzeugs mit vergrößertem Übersetzungsbereich der Antriebsmomentaufteilung gegenüber der Ausführung nach Fig. 1,

Fig. 3 das Schema einer Verteilergetriebeanordnung ähnlich Fig. 1, jedoch mit einer zweiten Freilaufkupplung.

Die Verteilergetriebeanordnung 1 nach Fig. 1 besitzt eine angetriebene Eingangswelle 2, die mit dem Steg 3 eines ersten Planetenradsatzes 4 antriebsverbunden ist. Der Steg 5 eines zweiten Planetenradsatzes 6 ist gegenüber dem Steg 3 radial nach außen versetzt und mit diesem einstückig verbunden. Die Stege 3 und 5 sind über je einem Satz dreier Planetenräder 7 bzw. 8 mit einem gemeinsamen Sonnenrad 9 in Antriebsverbindung. Dieses treibt eine ausgangsseitige Sekundärwelle 10 an, die zu einer nicht dargestellten Vorderachse eines vierradgetriebenen Kraftfahrzeugs führt. Durch den radialen Versatz der Stege 5 und 3 ergibt sich ein außenliegendes Hohlräder 11 des zweiten Planetenradsatzes 6 und ein innenliegendes Hohlräder 12 des ersten Planetenradsatzes 4. Die Hohlräder 11 und 12 sind über je eine druckmittelbetätigte Reibkupplung 13 und 14 mit einer zur Hinterachse des Kraftfahrzeugs führenden Primärwelle 15 kuppelbar verbunden.

Nachdem die beiden Planetenradsätze 6 und 4 verschiedene Getriebeverhältnisse aufweisen, liegt an der Primärwelle 15 bei geschlossener Reibkupplung 13 ein höherer Antriebsmomentanteil an der Hinterachse an. Während bei geschlossener Reibkupplung 14 und geöffneter Reibkupplung 13 die Übersetzung des Planetenradsatzes 4 wirksam wird mit geringerem Antriebsmomentanteil an der Hinterachse. Das Öffnen der Reibkupplung 13 und Schließen der Reibkupplung 14 oder umgekehrt erfolgt druckfrei durch eine antriebsparallel zur Reibkupplung 13 angeordnete Freilaufkupplung 16. Die Verteilergetriebeanordnung 1 ist beispielsweise ausgelegt für eine Antriebsmomentaufteilung von 20 : 80 von Vorderrad- zu Hinterradantriebsmoment. Diese Verteilung, die vorhanden ist bei geschlossener Reibkupplung 13, hat sich für ein heckgetriebenes

Kraftfahrzeug mit Frontmotor als vorteilhaft erwiesen. Bei durchdrehenden Hinterrädern, angezeigt durch nicht dargestellte Raddrehzahlsensoren, öffnet die Reibkupplung 13 und schließt die Reibkupplung 14 mit der Folge, daß mehr Antriebsmoment auf die Vorderräder gelangt. Die Getriebeverhältnisse lassen in diesem Fall eine Antriebsmomentaufteilung von 40 : 60 zu.

Sind beide Reibkupplungen 13 und 14 geschlossen, so wird die Ausgleichswirkung der Verteilergetriebeanordnung vollständig gehemmt.

Durch Anpreßdruckregelung der Reibkupplungen 13 und 14 einzeln oder in Abhängigkeit voneinander läßt sich der gesamte Bereich der zur Verfügung stehenden Antriebsmomentaufteilung von 20 : 80 bis zu 40 : 60 nutzen. Zugleich wird über die Anpreßdruckregelung eine variable Sperrwirkung der Verteilergetriebeanordnung von uneingeschränktem Ausgleich bis hin zur oben beschriebenen ausgleichslosen Sperrwirkung erreicht.

Bei Ausfall der beiden Reibkupplungen 13 und 14 übernimmt die Freilaufkupplung 16 die Antriebsverbindung vom Hohlrad 11 zur Primärwelle 15, so daß das Kraftfahrzeug zumindest in einer Fahrzeugrichtung weiterbewegt werden kann.

Beim Bremsen werden die beiden Reibkupplungen 13 und 14 geöffnet. Sollten in diesem Fall die Vorderräder blockieren, so sind die Hinterräder hierzu durch die überholte Freilaufkupplung 16 abgekoppelt. Bei blockierten Hinterrädern ist die Primärwelle 15 über die Sperrstellung der Freilaufkupplung 16 mit der Sekundärwelle 10 verbunden. Diese Verbindung erfolgt ohne Kraftübertragung, da der Steg 5 mit veränderbarer Motordrehzahl umläuft und somit für eine weitgehende Ausgleichswirkung sorgt. Demzufolge sind die Vorderräder und Hinterräder zueinander bei allen Bremsvorgängen entkoppelt.

Für die Rückwärtssfahrt ist wahlweise eine der Reibkupplungen 13 oder 14 geschlossen.

Eine nicht dargestellte Parksperrre, welche die Primärwelle 15 fahrzeugfest abstützt, gestattet es, das Kraftfahrzeug gegen Rückrollen am Berg zu sichern.

Fig. 2 zeigt eine Verteilergetriebeanordnung 34 eines vierradgetriebenen Kraftfahrzeuges, die von einer Eingangswelle 17 angetrieben wird. Ausgangsseitig befindet sich eine zu den Hinterrädern führende Primärwelle 18, die über druckmittelbetätigte Reibkupplungen 19 und 20 mit zugeordneten Planetenradsätzen 21 und 22 in Verbindung steht. Des Weiteren ist ausgangsseitig eine Sekundärwelle 32 vorgesehen zur Antriebsverbindung zu den Vorderrädern.

Stege 25 und 26 der Planetenradsätze 21 und 22 sind mit der Eingangswelle 17 starr verbunden. Der Steg 25 trägt drei große Planetenräder 27 und daran starr angekoppelte weitere drei, kleine Planetenräder 28 zum Antrieb der Vorderräder über ein Sonnenrad 29 und die Sekundärwelle 32 bei geschlossener Reibkupplung 19.

Der Planetenradsatz 22 wird bei geschlossener Reibkupplung 20 kraftübertragend angetrieben über die Eingangswelle 17 mit dem Steg 26. Dieser trägt analog zum Steg 25 einen Satz drei kleiner Planetenräder 30 und einen Satz dreier großer Planetenräder 31. Sie kämmen an ihrer Innenseite mit einer Zwischenwelle 33, die über die Reibkupplung 20 mit der Primärwelle 18 in Verbindung steht. Die Planetenräder 30 treiben über die Planetenräder 28 das mit den Vorderrädern antriebsverbundene Sonnenrad 29 an.

Im normalen Fahrbetrieb ist die Reibkupplung 20 geöffnet und die Reibkupplung 19 über ihr Federelement

19a geschlossen, so daß der Planetenradsatz 21 mit seinem äußeren Hohlrad 24 antriebsmomentübertragend wirkt. Die Federvorspannung ist so gewählt, daß bei Überschreiten der Reibschlüssegrenze an der Reibkupplung 19 zusätzlich eine hierzu antriebsparallel angeordnete Freilaufkupplung 23 eine Antriebskraft mitüberträgt, während bei geringer Momentenbelastung, wie im Schuhbetrieb des Kraftfahrzeugs, die Reibkupplung 19 schlupffrei greift. Dadurch wird ein Rückrollen des Kraftfahrzeugs am Berg bei geöffneter Reibkupplung 20 und überholter Freilaufkupplung 23 verhindert.

Bei geschlossener Reibkupplung 19 lassen die Getriebeverhältnisse z. B. durch geeignete Verzahnungsauslegung und Größenrelation der einzelnen Zahnräder zu 15 einander eine Antriebsmomentaufteilung der Vorderräder zu den Hinterrädern bis annähernd 20 : 80 zu. Bei geschlossener Reibkupplung 20 wird die Freilaufkupplung 23 überholt, so daß bei dieser zweiten Antriebsmomentaufteilung ein Verhältnis von annähernd 50 : 50 erreicht werden kann. Durch Druckregelung der Kupplungen 19 und 20 läßt sich analog zum Erfindungsbeispiel nach Fig. 1 der gesamte Bereich innerhalb der beiden genannten Antriebsmomentaufteilungen nutzen. In gleicher Weise ist die Sperrwirkung veränderbar.

Die Sicherung des Kraftfahrzeugs gegen Rückrollen am Berg über das Federelement 19a läßt sich selbstverständlich auch für das Erfindungsbeispiel nach Fig. 1 nutzen unter Wegfall der dort angeführten Parksperrre.

Fig. 3 zeigt ein Ausführungsbeispiel der Erfindung, dessen Aufbau bis auf eine zweite Freilaufkupplung 16' mit Fig. 1 übereinstimmt. Die Freilaufkupplung 16' ist in paralleler Antriebsverbindung zur Reibkupplung 14 angeordnet und wirkt gegenüber der Freilaufkupplung 16 in Gegenrichtung. Damit erübrigts sich eine Sicherheitseinrichtung gegen Rückrollen des Fahrzeugs am Berg in Form einer Parksperrre, wie sie in der Beschreibung der Fig. 1 erwähnt ist.

Patentansprüche

1. Verteilergetriebeanordnung in Kraftfahrzeugen für eine variable Antriebsmomentaufteilung und eine hemmbare Ausgleichswirkung mit einer motorseitig angetriebenen Eingangswelle, die zwei Planetenradsätze antreibt, bei denen zwei Abtriebselemente durch eine jeweils zugeordnete Reibkupplung an eine ausgangsseitige Primärwelle kuppelbar sind und ein drittes Abtriebselement mit einer ausgangsseitigen Sekundärwelle in ständiger Antriebsverbindung steht, dadurch gekennzeichnet, daß zu wenigstens einem der beiden Abtriebselemente (Hohlrad 11, 12, 24) eine Freilaufkupplung (16, 16', 23) in paralleler Antriebsverbindung vorgesehen ist.
2. Verteilergetriebeanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zwei gegensinnig zueinander wirksame Freilaufkupplungen (16, 16') vorgesehen sind.
3. Verteilergetriebeanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine der beiden Reibkupplungen (19) über Federkraft (Federelement 19a) einkuppelbar ist.
4. Verteilergetriebeanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibkupplungen (13, 14, 19, 20) über Fahrzeugsignale angesteuert werden.
5. Verteilergetriebeanordnung nach Anspruch 4,

OS 38 17 669

5

6

dadurch gekennzeichnet, daß die Reibkupplungen
(13, 14, 19, 20) anpreßdruckabhängig eingekuppelt
sind.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

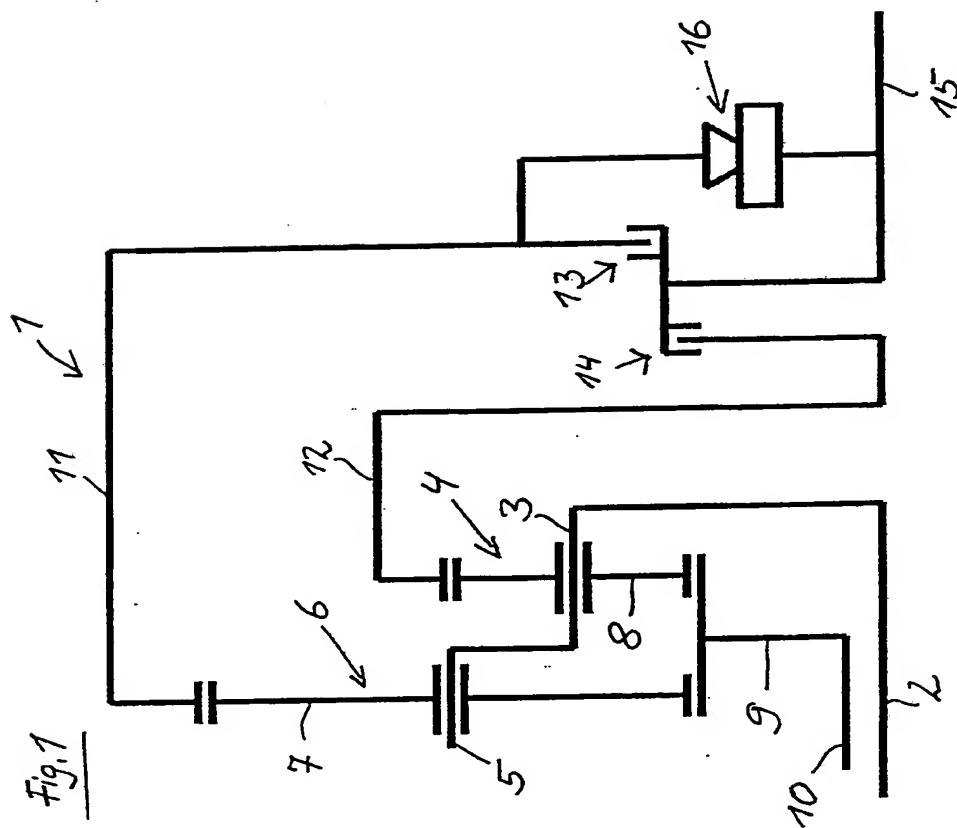
60

65

3817669

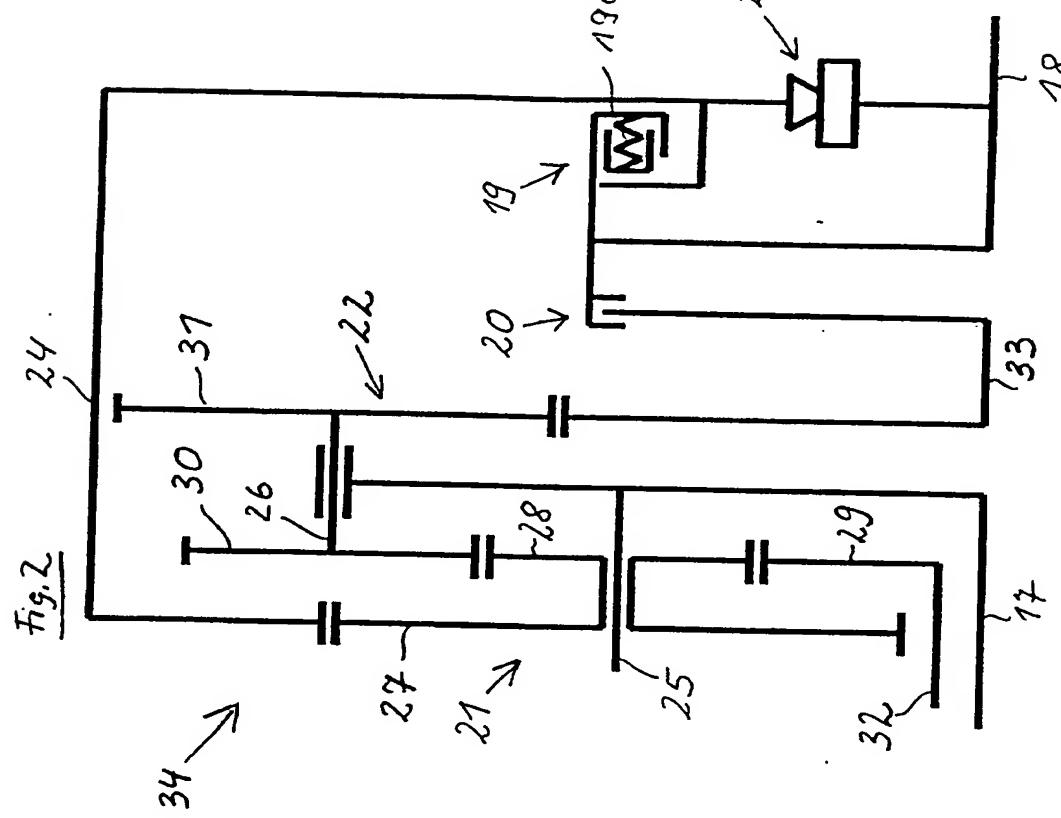
Nummer: 38 17 669
Int. Cl. 4: B 60 K 17/20
Anmeldetag: 25. Mai 1988
Offenlegungstag: 7. Dezember 1989

11



3817669

12 *

Fig. 2Fig. 3